

Apparatus for measuring a bulk stream

AI

Patent number: DE3507993
 Publication date: 1986-09-11
 Inventor: FASSBINDER HANS-GEORG DR RER N (DE)
 Applicant: KLOECKNER CRA TECH (DE)
 Classification:
 - international: G01F1/82
 - european: G01F1/80
 Application number: DE19853507993 19850306
 Priority number(s): DE19853507993 19850306

Also published as:

EP0196440 (A1)
 US4700578 (A1)
 JP61280523 (A)
 EP0196440 (B1)

BEST AVAILABLE COPY

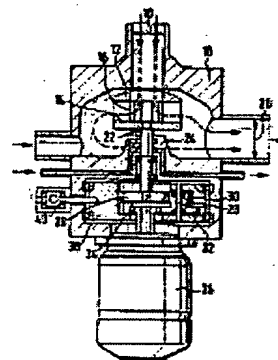
Report a data error here

Abstract not available for DE3507993

Abstract of corresponding document: US4700578

An apparatus for measuring a preferably heterogeneous bulk stream having a rotating element borne by a shaft, said element being driven at a constant speed and radially deflecting the bulk stream acting axially upon said rotating element, thereby impressing on it a tangential velocity component, the torque dependent on the bulk stream being measured at the shaft, and having a two-step spur gear disposed in a carrier element and having four spur wheels with geometrical radii R_1 , R_2 , R_3 and R_4 , respectively, the first spur wheel which is disposed on the shaft meshing with the second spur wheel which is disposed on the intermediate shaft and the third spur wheel which is also disposed on the intermediate shaft meshing with the fourth spur wheel disposed on a driving shaft. The intermediate shaft movably mounted in the carrier element, the direction of movement of said intermediate shaft corresponding to the direction of the reaction force acting on the intermediate shaft, is fixed in its position by a force measuring means and the idling friction torque R_{MA} of the output shaft and the idling friction torque R_{MZ} of the intermediate shaft satisfy, with their absolute values and the predetermined condition R_3 is greater than R_2 , the following condition:

$$\frac{R_3 - R_2}{R_1} = \frac{R_{MZ}}{R_{MA}}$$



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

4260



⑨ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ Patentschrift
⑪ DE 3507993 C2

⑤ Int. Cl. 4:
G01 F 1/82

① Aktenzeichen: P 35 07 993.2-52
② Anmeldetag: 6. 3. 85
④ Offenlegungstag: 11. 9. 86
⑤ Veröffentlichungstag
der Patenterteilung: 13. 8. 87

Innerhalb von 3 Monaten nach Veröffentlichung der Erteilung kann Einspruch erhoben werden

⑦ Patentinhaber:
Klöckner CRA Technologie GmbH, 4100 Duisburg,
DE
⑧ Vertreter:
Kador, U., Dipl.-Chem. Dr.rer.nat., Pat.-Anw., 8000
München

⑦ Erfinder:
Fassbinder, Hans-Georg, Dr.rer.nat., 8458
Suizbach-Rosenberg, DE

⑤ Im Prüfungsverfahren entgegengehaltene
Druckschriften nach § 44 PatG:

DE-PS 12 11 415
DE-GM 70 23 502
US 29 34 951
US 27 71 773

⑬ Vorrichtung zur Messung eines Massestromes

DE 3507993 C2

DE 3507993 C2

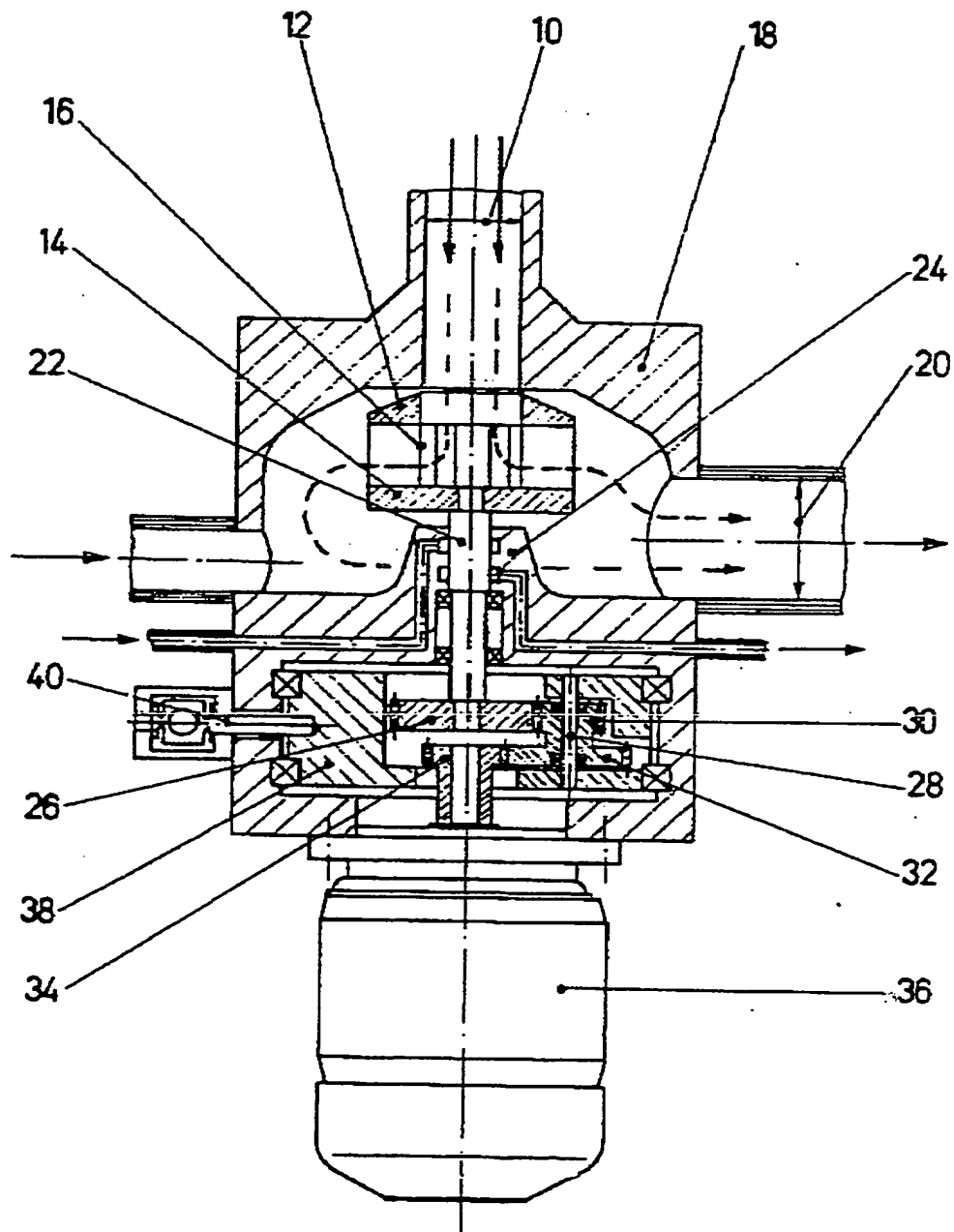


Fig.: 1

Patentsprüche

1. Vorrichtung zur Messung eines vorzugsweise heterogenen Massestroms mit einem von einer Welle (22) getragenen Drehelement (12), das mit konstanter Drehzahl angetrieben wird und das den axial das Drehelement beaufschlagenden Massestrom radial umlenkt und ihm dabei eine tangentielle Geschwindigkeitskomponente erteilt, wobei an der Welle (22) das vom Massestrom abhängige Drehmoment gemessen wird, um mit einem zweistufigen, in einem Trägerelement (38) angeordneten Stirnradgetriebe mit vier Stirnrädern (26, 30, 32, 34), die Teilkreisradien R_1 , R_2 , R_3 bzw. R_4 aufweisen, von denen das erste Stirnrad (26), das auf der Welle (22) angeordnet ist, mit dem zweiten, auf einer Zwischenwelle (28) angeordneten Stirnrad (30) in Eingriff steht, und das dritte, ebenfalls auf der Zwischenwelle angeordnete Stirnrad (32) mit dem auf einer Antriebswelle angeordneten Stirnrad (34) in Eingriff steht, dadurch gekennzeichnet, daß die in dem Trägerelement (38) angeordnete Zwischenwelle (28) um die Welle (22) schwenkbar gelagert ist, und die Schwenkbewegung um die Welle (22) von einer Kraftmeßeinrichtung (40) kompensiert wird, und daß das Leerlaufreibmoment RM_L der Welle (22) und das Leerlaufreibmoment RM_Z der Zwischenwelle (28) mit ihren absoluten Werten und der vorgegebenen Voraussetzung R_3 größer R_2 die Bedingung erfüllen:

$$\frac{R_3 - R_2}{R_1} = \frac{RM_Z}{RM_L}$$

2. Vorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das den Radius R_3 aufweisende Stirnrad (32) eine Innenverzahnung aufweist und neben $R_3 > R_2$ auch $R_2 > R_1$ ist.
 3. Vorrichtung nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Reibmomente durch Verwendung von Stirnrädern unterschiedlicher Zahnradbreite variierbar sind.
 4. Vorrichtung nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Reibmomente durch eine auf die Stirnräder (30, 32) wirkende Flüssigkeitsbremse einstellbar sind.
 5. Vorrichtung nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Flüssigkeitsbremse eine der Stirnfläche des Stirnrads (32) mit bestimmtem Abstand gegenüberliegende Platte (42) aufweist, deren Abstand zum Stirnrad (32) einstellbar ist.

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Vorrichtung zur Messung eines Massestromes nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

- Zur direkten Messung von Masseströmen, d. h. Masse/Zeiteinheit, sind bereits eine Reihe von Vorrichtungen bekannt. Eine Klasse dieser Vorrichtungen basiert auf dem Prinzip einer Messung derjenigen Kraft, die aufgewendet werden muß, um einem linear durch eine Rohrleitung strömenden Massestrom eine bestimmte Winkelgeschwindigkeit bzw. tangentielle Geschwindigkeitskomponente aufzuprägen. Die dazu erforderliche Kraft ist dem Massestrom direkt proportional. Es gilt die Beziehung

- Drehmoment = $k \cdot$ Winkelgeschwindigkeit \cdot Massestrom

Wird daher die Winkelgeschwindigkeit konstant gehalten, so ist der Massestrom eine lineare Funktion des Drehmoments.

- Zur Messung des Durchsatzes von Schüttgut sind bereits Vorrichtungen bekannt, bei denen das Schüttgut axial auf einen Drehteller geleitet wird, der mit radial verlaufenden Leitschaukeln besetzt ist. Der Drehteller wird von einem Synchronmotor mit konstanter Drehzahl angetrieben und das Antriebsdrehmoment gemessen. Die Veränderung dieses Drehmomentes ist ein direktes Maß für die Schwankungen des Massestromes.

- Zur Messung dieses Drehmomentes sind verschiedene Lösungen bekannt. Die einfachste Lösung besteht in einer Messung der Leistungsaufnahme des Motors. Diese Methode liefert jedoch recht ungenaue Ergebnisse, da sämtliche nachgeschalteten sich ständig ändernden Reibungsverluste sowohl im Motor als auch in einem gegebenenfalls nachgeschalteten Getriebe mit in das Meßergebnis eingehen (DE-GM 70 23 502).

- Auch die direkte Abnahme des Drehmomentes von der Antriebswelle des Drehtellers hat sich als nachteilig erwiesen, da die Meßwerte über Bürstenkontakte von der rotierenden Welle abgenommen werden müssen, was unter rauen Betriebsbedingungen eine erhöhte Störanfälligkeit zur Folge hat (US-PS 29 34 953).

- Es ist auch bekannt, den Antriebsmotor für den Drehteller unmittelbar unterhalb des Drehtellers anzuordnen und den Motor um seine Antriebsachse verdrehbar zu lagern. Eine Verdrehung des Motorgehäuses wird durch einen in eine Tauchspule ragenden Arm überwacht, der am Motorgehäuse befestigt ist. Das dem Antriebsdrehmoment entsprechende Reaktionsdrehmoment sucht das Motorgehäuse zu verdrehen. Diese Verdrehung wird durch eine von der Tauchspule auf den Arm ausgeübte elektromagnetische Kraft kompensiert. Diese Kraft, die das Motorgehäuse ständig in einer bestimmten Soll-Lage hält, ist der Stromaufnahme der Tauchspule proportional. Damit ist die Größe dieses Stromes ein Maß für die pro Zeiteinheit über den Drehteller fließende Masse (DE-PS 12 11 415). Diese Lösung ist schon aus dem Grund nicht praktikabel, da die zur Beschleunigung hoher Massenströme erforderlichen Antriebsmotoren eine große träge Masse besitzen, deren Einregelung in eine bestimmte Soll-Lage nur durch die Erzeugung hoher elektromagnetischer Kräfte möglich ist. Bei derartig hohen Stellkräften sind jedoch kleine Schwankungen der Meßgröße nicht mehr mit ausreichender Sicherheit feststellbar. Bei der bekannten Lösung besteht darüberhinaus keine Möglichkeit für die Zwischenschaltung eines Getriebes. Es ist auch bereits eine Vorrichtung bekannt (US-PS 27 71 773), bei der das Drehmoment gemessen wird, das auf die Zwischenwelle eines Getriebes ausgeübt wird, das zwischen Antriebsmotor und Drehteller

angeordnet ist. Die Zwischenwelle des Stirnradgetriebes ist in dem Schaft gelagert, dessen unteres Ende so aufgehängt ist, daß der Schaft um eine Achse verschwenkt werden kann, die rechtwinkelig zur Achse der Zahnräder gerichtet ist und in einer zu den Zahnrädern parallelen Ebene liegt. Die Schwenkachse des Schaftes für die Zwischenwelle ist darüberhinaus so angeordnet, daß der Schaft mit der Zwischenwelle und dem Zwischenzahnrad durch das Antriebsritzel aus der Eingriffsebene der Zähne herausgekippt wird. Dieser Verlagerung wirkt eine Feder entgegen, die gerade das Leerlaufdrehmoment kompensiert. Wird bei Beaufschlagung des Drehtellers mit einem Massestrom ein größeres Drehmoment übertragen, wird der Schaft pneumatisch in seiner Lage gehalten. Der dazu erforderliche und auf einem geeigneten Meßinstrument abgelesene Druck ist wiederum ein Maß für das übertragene Drehmoment.

Als nachteilig an dieser Vorrichtung ist insbesondere die systembedingte lange Totzeit anzusehen, die verstreicht, bis nach Einregelung des kompensierenden pneumatischen Druckes ein Meßwert angezeigt wird. Die Regelung pulsierender Schüttgutströme ist mit der bekannten Vorrichtung nicht möglich. Darüberhinaus ist der apparative Aufwand für die Regelung hoch und die Störanfälligkeit entsprechend.

In jüngster Zeit wurden chemische und metallurgische Verfahren entwickelt, bei denen pulverförmige oder feinkörnige Stoffe untereinander oder mit flüssigen oder gasförmigen Stoffen in genau definiertem stöchiometrischem Verhältnis in einem kontinuierlichen Prozeß zur Reaktion gebracht werden. Als Beispiel seien die Vergasung von Kohle oder die Schmelzreduktion von Eisenerzen genannt. Diese Verfahren erfordern es, die Masseströme mehrerer Komponenten aufeinander abzustimmen, was die Messung und Regelung dieser Masseströme voraussetzt. Wie schon vorstehend ausgeführt, besteht das Hauptproblem darin, das Drehmoment bzw. Bremsmoment ($n \cdot m$) genügend genau zu messen. Naturgemäß wird die Welle des Drehelementes nicht nur vom Materialstrom, sondern auch von Reibungskräften abgebremst. Diese Reibungskräfte verändern sich sehr stark bei Temperaturschwankungen, da sich die Zähigkeit der für die Wellenlagerung benötigten Schmierstoffe ändert.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Vorrichtung der eingangs genannten Art derart weiterzubilden, daß die Anzeige der Meßeinrichtung unabhängig von der temperaturbedingten Zähigkeit und damit von der inneren Reibung im Stirnradgetriebe ist, so daß ohne Benutzung von Eichkurven bei jeder Temperatur das gemessene Bremsmoment ein Maß für die Größe des durchgesetzten Massestroms ist.

Die Lösung der Aufgabe basiert auf der Erkenntnis und dem Bestreben, die Wirkung auf das Meßsignal zu kompensieren, die durch Reibungskräfte im Getriebe einerseits an der Antriebswelle des Drehelementes und andererseits an der Zwischenwelle auftritt. Diese Aufgabe wird durch die im Anspruch 1 angegebene Erfindung gelöst.

Davon ausgehend werden dann z. B. durch Verwendung von Zahnrädern unterschiedlicher, vorgegebener Breite die entgegengerichteten Leerlauf-Reibmomente so eingestellt, daß die Lagerung der Zwischenwelle im Leerlauf zu bewegenden Momenten einander aufheben, die Störmomente also vollständig kompensiert werden. Wenn sich nun die Viskosität des Getriebeöls temperaturabhängig ändert, ändern sich gegebenenfalls die Leerlauf-Reibmomente jedoch in gleichem Maße, so daß die Kompensation erhalten bleibt.

Vorteilhafte Weiterbildungen der Erfindung sind in den Unteransprüchen gekennzeichnet.

Nachfolgend sind Ausführungsformen der Erfindung anhand der Zeichnung beispielsweise beschrieben. Es zeigt

Fig. 1 einen schematisierten Vertikalschnitt durch die Vorrichtung und

Fig. 2 einen schematisierten Vertikalschnitt durch eine weitere, gegenüber der Vorrichtung nach Fig. 1 abgewandelte Vorrichtung.

Nach Fig. 1 gelangt der Massestrom über eine Zuleitung 10 auf ein Drehelement 12.

Das Drehelement 12 ist im vorliegenden Fall als Flügelrad ausgebildet, bestehend aus einem horizontalen Drehteller 14 mit aufgesetzten Leitschaukeln 16.

Der das Drehelement bzw. Flügelrad 12 von oben axial beaufschlagende Massestrom wird aus seiner axialen Richtung abgelenkt und erhält eine tangential Geschwindigkeitskomponente. Das Flügelrad 12 weist so viele Leitschaukeln 16 auf, daß alle Masseteilchen bei Verlassen des Flügelrades die Winkelgeschwindigkeit besitzen, durch welche das Flügelrad angetrieben wird. Die ungefähre Bewegungsbahn der Teilchen durch das Flügelrad ist durch einen gestrichelten Pfeil angedeutet.

Das Flügelrad 12 rotiert in einem Gehäuse 18, dessen innere Kammer so gestaltet ist, daß sie dem strömenden Schüttgut möglichst wenig scharfe Ecken und Widerstände bietet. Nachdem das Schüttgut das Flügelrad in radialer Richtung verlassen hat, strömt es im Gehäuse 18 zu einem Auslaß 20, dessen Querschnittsfläche wenigstens dem der Zuleitung 10 für den Massestrom entspricht.

Das Flügelrad 12 wird von einer Welle 22 angetrieben, die in einem gehäusefesten Schaft 24 so gelagert ist, daß auftretende Axialkräfte aufgefangen werden.

Am unteren Ende der Welle 22 ist ein Abtriebsstirnrad 26 aufgekeilt, das mit einem auf einer Zwischenwelle 28 gelagerten Zahnrad 30 kämmt. Ein weiteres, auf dieser Welle befestigtes Stirnrad 32 kämmt mit dem Antriebsritzel 34 eines in der Achse der Antriebswelle für das Flügelrad unterhalb der Vorrichtung angeflanschten Motors 36.

Das Getriebe bzw. die Zwischenwelle mit den beiden Zahnrädern 30 und 32 sind in einem Getriebegehäuse 38 angeordnet, das um die Mittelachse der Vorrichtung drehbar ist. Bei dem gezeigten Ausführungsbeispiel ist dies so realisiert, daß sich das Getriebegehäuse 38 auf einem in einem Gehäuseflansch eingesetztes Kugellager relativ großen Durchmessers abstützt.

Die infolge des übertragenen Drehmoments erfolgende Verdrehung des Getriebegehäuses 38 wird von einer Kraftmeßeinrichtung 40 begrenzt und die dazu notwendige Kraft gemessen. Derartige Kraftmeßeinrichtungen sind bekannt und im Handel erhältlich. Sie bestehen im wesentlichen aus einem festeingespannten Biegearm, dessen Verbiegung unter Wirkung einer am Ende des Arms angreifenden Kraft mittels aufgeklebter Dehnungs-

meßstreifen festgestellt wird. Entsprechend geeicht, zeigen derartige Kraftmeßeinrichtungen direkt die auf sie ausgeübte Kraft an.

Wird die Vorrichtung von einem Massestrom bestimmter Größe durchströmt, muß zur Aufrechterhaltung einer bestimmten konstanten Winkelgeschwindigkeit W des Flügelrades 12 ein Drehmoment bestimmter Größe übertragen werden. Das praktisch reibungsfrei gelagerte Getriebegehäuse 38 verdreht sich unter Wirkung des reaktiven Drehmoments um einen bestimmten kleinen Winkelbetrag, der zu einer Verlagerung des Meßfingers der Kraftmeßeinrichtung 40 führt. Je größer die Verlagerung dieses Meßfingers ist, desto größer ist auch die von der Kraftmeßeinrichtung gelieferte und gemessene Gegenkraft, welche ein direktes Maß für den das Flügelrad durchsetzenden Massenstrom darstellt.

Im folgenden ist mit R_1 der Radius des Abtriebszahnrad 26 auf der zum Drehelement führenden Welle 22 bezeichnet, mit R_2 und R_3 die Radien der Zahnräder 30 bzw. 32 auf der Zwischenwelle 28, wobei R_2 mit R_1 und R_3 mit dem Antriebsritzel 34 im Eingriff ist.

Das gemessene Drehmoment M_S vom Getriebegehäuse 38 setzt sich aus zwei entgegengesetzten Anteilen M_{S1} und M_{S2} zusammen. Ersterer rührt von der Abtriebswelle 22 her und hat die Größe

$$M_{S1} = \left(\frac{R_1 + R_2}{R_1} \right) M_A$$

M_A ist das Lastmoment an der Abtriebswelle. Der zweite Teil stammt vom Antriebsritzel 34 und hat die Größe

$$M_{S2} = - \frac{R_2}{R_3} \cdot \frac{(R_1 + R_2)}{R_1} \cdot M_A$$

Daraus ergibt sich für

$$M_S = M_{S1} + M_{S2}$$

$$M_S = \left(\frac{R_3 - R_2}{R_3} \right) \cdot \left(\frac{R_1 + R_2}{R_1} \right) \cdot M_A \quad (I)$$

Das gemessene Drehmoment und damit die Empfindlichkeit der Meßanordnung wird also umso größer, je größer R_3 gegen R_2 und je kleiner R_1 gegen R_2 gewählt wird. Wenn sich die zum Drehelement führende Abtriebswelle ohne Belastung leer dreht, bleibt von M_A d. h. dem Ausgangs-Drehmoment nur das Leerlaufmoment RM_A übrig, das auf die Reibung zurückzuführen ist. Diese Reibung führt nach Gleichung (I) zu einem Reaktionsmoment RM'_S am Getriebegehäuse 38:

$$RM'_S = \frac{R_3 - R_2}{R_3} \cdot \frac{R_1 + R_2}{R_1} \cdot RM_A$$

Ein zweiter, entgegengesetzt gerichteter Anteil RM''_S stammt aus dem Reibmoment RM_Z der Zwischenwelle 28. Hierfür gilt nach ähnlicher Überlegung:

$$RM''_S = - \left(\frac{R_1 + R_2}{R_3} \right) RM_Z$$

Die Summe beider Anteile $RM'_S + RM''_S$ ist der durch Reibungsverluste verursachte Störannteil des gemessenen Drehmoments M_S . Er kann zu Null werden, wenn gilt:

$$\left(\frac{R_3 - R_2}{R_3} \right) \cdot \left(\frac{R_1 + R_2}{R_1} \right) RM_A = \left(\frac{R_1 + R_2}{R_3} \right) RM_Z$$

oder

$$\left(\frac{R_3 - R_2}{R_1} \right) = \frac{RM_Z}{RM_A} \quad (II)$$

Ist Gleichung (II) erfüllt, ist der Reibungseinfluß exakt kompensiert und eine Messung unabhängig von sich mit ändernder Temperatur ändernder innerer Reibung im Getriebe möglich.

Für $R_3 < R_2$ hat das Meßsignal M_S negative Werte (siehe Formel I), d. h. es ist dem Lastmoment M_A entgegengesetzt. Da das Reibmoment der Zwischenwelle ebenfalls dem Lastmoment M_A entgegengerichtet ist, wird eine Kompensation des Reibmoments unmöglich. Erfindungsgemäß muß daher R_3 immer größer als R_2 sein.

Im folgenden werden der Einfachheit halber die Fälle behandelt, in denen $R_3 = R_1 = 2R_2$ ist.

Damit wird der erste Klammerausdruck in Formel (II) gleich 0,5. Ein einfaches Meßgerät, das beide Bedingungen erfüllt und für die Messung des Drehmomentbereichs bis herab zu 0–20 Nm geeignet ist, zeigt Fig. 1. Für diesen Fall verlangt Formel (II), daß

$$\frac{R_1 - R_2}{R_1} = \frac{2 - 1}{2} = 0,5 = \frac{RM_2}{RM_1}$$

ist, d. h. das Reibmoment der Zwischenwelle 28 muß halb so groß sein wie das der Ausgangswelle 22.

Diese Forderung kann durch eine zweckentsprechende Wahl der Zahnradbreite erfüllt werden. Durch Versuche wurde festgestellt, daß der Einfluß der Reibung auf das Meßsignal in einem Temperaturbereich von -20°C bis $+50^\circ\text{C} < 0,5\%$ ist.

Die Empfindlichkeit der Meßeinrichtung kann noch wesentlich gesteigert werden, wenn das Getriebe so ausgelegt wird, wie es in der Ausführungsform nach Fig. 2 dargestellt ist.

Der Durchmesser R_1 des Zahnrads 26 auf der zum Drehelement führenden Abtriebswelle wird so klein als möglich gewählt, um damit, bei vorgegebener Abtriebsdrehzahl, die Umfangsgeschwindigkeit der Zahnräder und damit die Reibung insgesamt zu minimieren. Weiterhin wurde das Problem gelöst, neben der Forderung $R_3 > R_2$ auch die Bedingung $R_3 > R_1$ zu erfüllen, um nach Formel (I) eine hohe Empfindlichkeit zu erreichen.

Um die genannten Bedingungen zu erfüllen, mußte Zahnrad 32 mit einer Innenverzahnung versehen werden. Nach einem Ausführungsbeispiel betrug $R_2 = 2R_1$ und $R_3 = 2R_2 = 4R_1$.

Damit ergab sich gemäß Gleichung (II)

$$\frac{R_3 - R_2}{R_1} = \frac{4 - 2}{1} = 2 = \frac{RM_2}{RM_1}$$

Das Reibmoment der Zwischenwelle 28 muß somit die doppelte Größe des Reibmoments der Ausgangswelle zu 22 haben. Dies kann beispielsweise an dem in Fig. 2 gezeigten Ausführungsbeispiel mit einer Platte 42 erreicht werden, die parallel zur Ebene des Zahnrads 32 in geringem Abstand von diesem verschiebbar angeordnet ist und so als Flüssigkeitsbremse wirkt.

Mit der gezeigten Vorrichtung wurde die Empfindlichkeit um den Faktor 10 gesteigert, so daß der meßbare Drehmomentbereich 0–2 Nm beträgt, die Genauigkeit blieb dabei die gleiche wie im in Fig. 1 gezeigten Ausführungsbeispiel. Ein solches Ergebnis läßt sich natürlich nur erzielen, wenn alle Lagerstellen innerhalb des Getriebegehäuses 38 angeordnet sind und sich die temperaturbedingte Viskosität des Getriebeöls auf alle diese Lagerstellen in gleicher Weise auswirkt. Bei dem in Fig. 2 gezeigten Ausführungsbeispiel mußte die Abtriebswelle 22 sehr lang ausgeführt werden, so daß eine zweite Lagerung 44 außerhalb des Getriebegehäuses 38 erforderlich war. Da diese Lagerstelle im Betrieb unvermeidlich eine andere Temperatur annimmt als das Getriebegehäuse, wird auch die Temperaturabhängigkeit des Reibungseinflusses und die dadurch bedingte Nullpunktsschwankung wesentlich größer. Dem Problem konnte dadurch beigegeben werden, daß die äußere Lagerstelle 44 als Gaslager ausgeführt wurde, bei dem in bekannter Weise komprimiertes Gas die Welle praktisch reibungsfrei trägt. Diese Ausführung kann ohne größeren Aufwand realisiert werden, da ohnehin für die Anwendung der Vorrichtung in einer staubführenden und unter Überdruck stehenden Leitung die Spaltdichtungen zur Welle mit komprimiertem Reingas gespült werden müssen.

Die Nullpunktjustierung der Vorrichtung wird folgendermaßen durchgeführt: Man füllt die Vorrichtung mit einem sehr zähen Öl, dessen Viskosität der Viskosität eines Normalöls bei -20°C entspricht. Mit diesem Öl wird durch Verstellen der Flüssigkeitsbremse bzw. der Platte 42 der Nullpunkt exakt eingestellt, der dann nach dem Wechseln auf Normalöl bei jeder üblicherweise vorkommenden Temperatur erhalten bleibt.

Hierzu 2 Blatt Zeichnungen

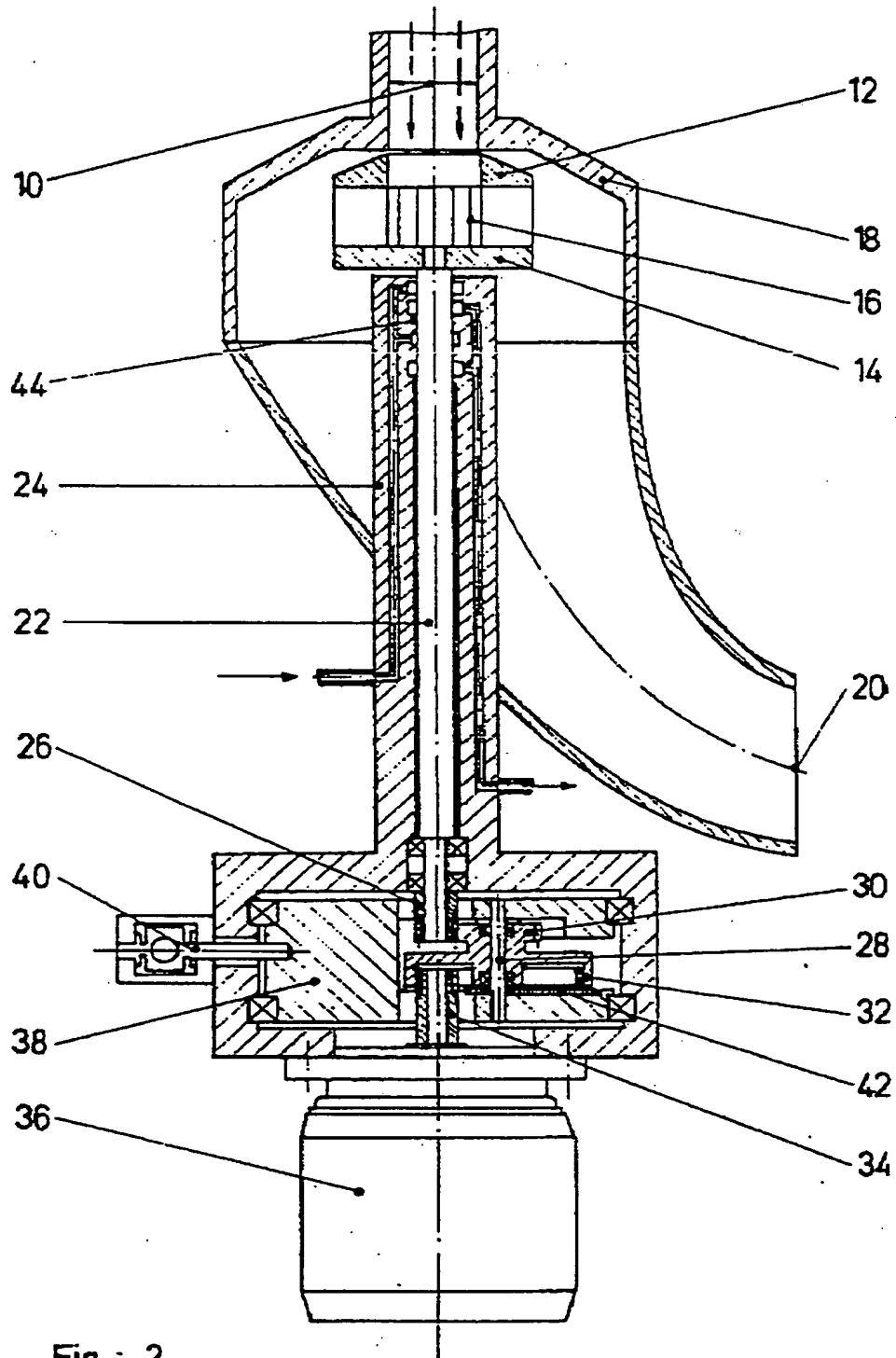


Fig.: 2

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☒ **BLACK BORDERS**
- ☐ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- ☐ **FADED TEXT OR DRAWING**
- ☒ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- ☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- ☐ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- ☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**
- ☐ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- ☐ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- ☐ **OTHER:** _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.